

УДК 621.34-52

АДАПТИВНІ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНІ СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО КЕРУВАННЯ НАСОСНИМИ УСТАНОВКАМИ З ВЕКТОРНО-КЕРОВАНИМИ АСИНХРОННИМИ ДВИГУНАМИ

*Попович М.Г., д.т.н., проф., Кіселичник О.І., к.т.н., доц., Бур'ян С.О., Бабаскін К.І.
Національний технічний університет України „Київський політехнічний інститут”
03056, м. Київ, пр-т Перемоги, 37
E-mail: koi@gala.net, sburyan@voliacable.com*

В статье представлены исследования динамических характеристик центробежных насосных установок с учетом приводных векторно-управляемых асинхронных двигателей с адаптацией к гидравлическому сопротивлению сети. Показаны преимущества применения подобных систем.

Ключевые слова: управление центробежными насосными установками, векторно-управляемый асинхронный электропривод, адаптивный регулятор, динамические характеристики.

In the article result researches of dynamical characteristics of centrifugal pump installations with vector-controlled induction motors with adaptation to hydraulic net resistance have been presented. Advantages of such systems have been shown.

Key words: control of centrifugal pump installation, vector-controlled induction motor drive, adaptive controller, dynamic characteristics.

Вступ. В сучасних умовах для приводу насосних установок водопостачання широкого розповсюдження набуває використання асинхронних двигунів при живленні від перетворювачів частоти, що суттєво підвищує ефективність використання енерго- та водоресурсів. На даний момент для насосів в основному застосовують частотне керування двигунами. Векторне керування двигунами через складність реалізації, більшу вартість та невисокі вимоги щодо статичних та динамічних характеристик систем водопостачання вважалося недоцільним в даній галузі. Проте, технологічний прорив за рахунок впровадження інтелектуальних силових транзисторних модулів та спеціалізованих мікроконтролерів для реалізації перетворювачів частоти з точки зору споживача фактично нівелював критерії вибору на основі ціни і складності. Більшість сучасних промислових перетворювачів частоти надає можливість вибору між частотним та векторним керуванням без жодних апаратних змін. Тому актуальним є вироблення критеріїв та пошук задач, при яких застосовується те чи інше керування. У даній роботі проводиться оцінка застосування векторно-керованих асинхронних двигунів в розімкнених і замкнених за технологічним параметром електромеханічних системах автоматичного керування (ЕМСАК) відцентровими насосними установками.

Аналіз попередніх досліджень. Застосування векторно-керованого асинхронного двигуна з адаптуванням до опору мережі для вентиляторної установки представлено в [1], де на основі використання процедури лінеаризації зворотним зв'язком в системі координат потокозчеплення ротора синтезовано регулятори швидкості (адаптивний), потокозчеп-

лення ротора та продуктивності вентилятора (адаптивний). При цьому приймалося, що двигун живиться від керованого джерела струму, а аеродинамічний опір мережі є сталим на час перехідних процесів в системі. Враховуючи закони подібності турбомашин, отримані результати можна поширити і на насосні установки. Але оскільки вентилятор апроксимувався аперіодичною ланкою, то в дослідженнях не враховувались взаємозв'язки між турбомашиною і її привідним двигуном. Математичні моделі насосних установок, з урахуванням вище зазначеного, апроксимовані нелінійним диференціальним рівнянням першого порядку, оприлюднені в [2-4]. Їх використання дозволить більш точно симулювати зміни моменту навантаження на валу двигуна в умовах зміни гідравлічного опору мережі.

Мета роботи – розробка математичної моделі ЕМСАК насосною установкою з векторно-керованим асинхронним двигуном з адаптуванням до гідравлічного опору мережі та дослідження її в умовах розімкненої та замкненої систем керування параметрами системи водопостачання.

Матеріал і результати дослідження.

Математична модель ЕМСАК насосною установкою з векторно-керованим асинхронним двигуном з адаптуванням до опору мережі.

Асинхронний двигун з короткозамкненим ротором при живленні від перетворювача частоти з властивостями безінерційного джерела струму в системі координат статора а-б описується системою диференціальних рівнянь [5]:

$$\dot{\Psi}_{2a} = -\alpha \Psi_{2a} - p_n \omega \Psi_{2b} + \alpha L_{12} i_{1a};$$

$$\dot{\Psi}_{2b} = -\alpha \Psi_{2b} + p_n \omega \Psi_{2a} + \alpha L_{12} i_{1b};$$

$$\mathcal{E} = \mu_1 (\Psi_{2a} i_{1b} - \Psi_{2b} i_{1a}) - M_c / J; \quad (1)$$

$$i_{1a} = k_i i_{1a}^*; i_{1b} = k_i i_{1b}^*,$$

де i_{1a}, i_{1b} – проекції вектора струму статора на осі a-b; Ψ_{2a}, Ψ_{2b} – проекції вектора потокозчеплення ротора на осі a-b; ω – швидкість обертання двигуна; i_{1a}^*, i_{1b}^* – величини завдань відповідних струмів; p_n – кількість пар полюсів; L_{12} – взаємна індуктивність обмоток статора і ротора; α – відношення активного опору фази ротора до її індуктивності L_2 ; M_c – момент опору на валу двигуна; J – приведений момент інерції на валу двигуна; $\mu_1 = \frac{3}{2} p_n \frac{L_{12}}{L_2} \frac{1}{J}$; k_i – коефіцієнт передачі джерела струму.

При векторному керуванні асинхронним двигуном сигнали завдання формуються в ортогональній системі координат u-v, яка обертається зі швидкістю ω_c . Перехід від системи u-v до a-b проводиться згідно рівнянь

$$i_{1a}^* = i_{1u}^* \cos \varepsilon_c - i_{1v}^* \sin \varepsilon_c; \quad (2)$$

$$i_{1b}^* = i_{1u}^* \sin \varepsilon_c + i_{1v}^* \cos \varepsilon_c; \quad \varepsilon_c = \omega_c / p,$$

де ε_c – кут повороту системи координат u-v відносно a-b; індексами „*” позначені відповідні сигнали завдань, „u” – проекції векторів на вісь u, „v” – v.

Швидкість обертання насосу

$$\omega_n = \omega / i_p, \quad (3)$$

де i_p – коефіцієнт передачі.

Момент опору на валу насосу

$$M_n = \rho g Q H / (\eta \omega_n), \quad (4)$$

де Q – продуктивність насосу; H – напір насосу; ρ – густина води; g – прискорення вільного падіння; η – ККД насосу.

Момент опору на валу двигуна

$$M_c = M_n / i_p. \quad (5)$$

Напір насосу при нульовій продуктивності H'_{\max} пропорційний квадрату швидкості. Тоді

$$H'_{\max} = H'_{\max n} \omega_n^2 / \omega_{nn}^2, \quad (6)$$

де ω_{nn} – номінальна швидкість насосу; $H'_{\max n}$ – значення H'_{\max} при $\omega_n = \omega_{nn}$.

Враховуючи математичну модель насосу [3] та рівняння (1)-(6), на рис. 1 представлено структурну схему насосу з привідним асинхронним двигуном при живленні від керованого джерела струму в системі координат, яка обертається зі швидкістю ω_c .

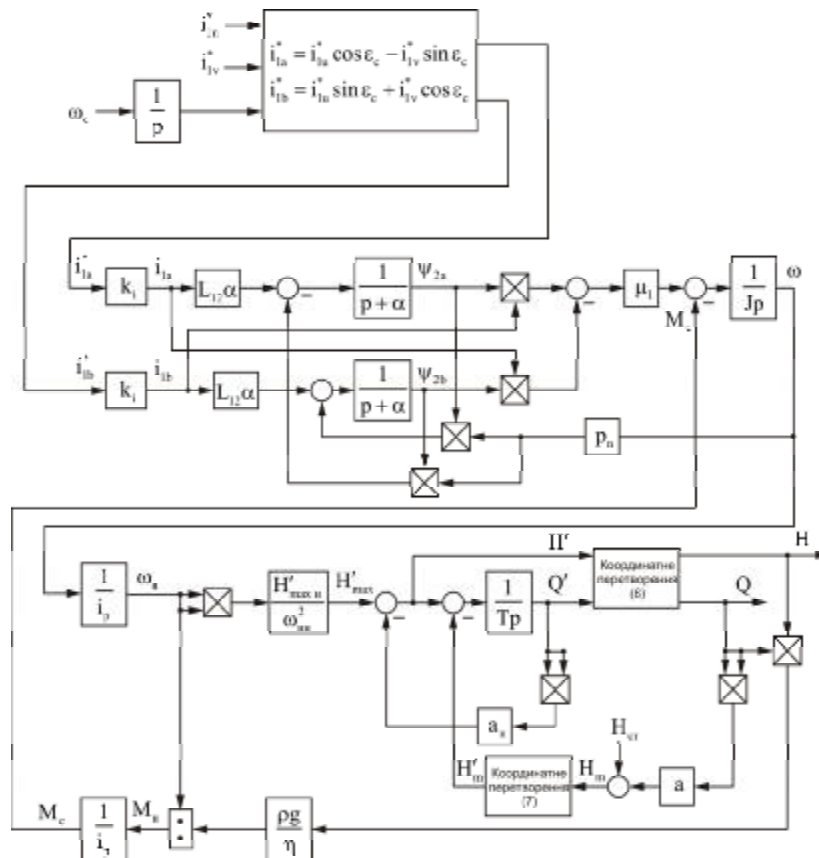


Рисунок 1 – Структурна схема насосу з привідним асинхронним двигуном в системі координат u-v

На рис. 1 прийнято наступні позначення: T - стала часу; a_n - гідравлічний опір насосу; a - гідравлічний опір мережі; $H_{ст}$ - висота підйому води; H' , Q' - проекції величин H , Q на осі системи координат H' - Q' [3] з початком в точці (r, d) , яка орієнтована під кутом γ до системи H - Q , в якій представлено каталожні напірні характеристики.

Координатні перетворення, які описують перехід від точок напірної характеристики насосу в системі H' - Q' до точок у системі H - Q і навпаки, визначаються матричними рівняннями:

$$\begin{bmatrix} H' \\ Q' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \gamma & \sin \gamma \\ -\sin \gamma & \cos \gamma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H \\ Q \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -r \sin \gamma + d \cos \gamma \\ -d \sin \gamma - r \cos \gamma \end{bmatrix}; \quad (7)$$

$$\begin{bmatrix} H \\ Q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \gamma & -\sin \gamma \\ \sin \gamma & \cos \gamma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H' \\ Q' \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -d \\ r \end{bmatrix}. \quad (8)$$

При незмінному гідравлічному опорі мережі ($a = \text{const}$ можна приймати на час перехідних процесів в електроприводі) момент опору на валу двигуна пропорційний квадрату швидкості $M_c = c\omega^2$, де c - коефіцієнт пропорційності.

З урахуванням вище зазначеного, в системі координат, прив'язаній до потокозчеплення ротора ($\Psi_{2v}^* = 0$), система рівнянь (1) трансформується до вигляду [5]

$$\begin{aligned} \dot{\Psi}_{2u} &= -\alpha \Psi_{2u} + (\omega_c - p_n \omega) \Psi_{2v} + \alpha L_{12} k_i i_{1u}^*; \\ \dot{\Psi}_{2v} &= -\alpha \Psi_{2v} - (\omega_c - p_n \omega) \Psi_{2u} + \alpha L_{12} k_i i_{1v}^*; \\ \dot{\omega} &= \mu_1 (\Psi_{2u} k_i i_{1v}^* - \Psi_{2v} k_i i_{1u}^*) - c\omega^2 / J, \end{aligned} \quad (9)$$

де ω_c - швидкість обертання вектора потокозчеплення ротора.

Формування керуючих сигналів проведемо наступним чином [1]:

$$\begin{aligned} i_{1u}^* &= (\alpha \Psi_{2u}^* + \dot{\Psi}_{2u}^* + U_d) / (\alpha L_{12} k_i); \\ i_{1v}^* &= (-k_\omega \dot{\omega} + \frac{\hat{c}}{J} \omega^2 + \dot{\omega}) / (\mu_1 k_i \Psi_{2u}^*), \end{aligned} \quad (10)$$

де $\dot{\omega} = \omega - \omega^*$ - відхилення швидкості від заданого значення; \hat{c} - оцінка c ; k_ω - додатний коефіцієнт зворотного зв'язку за швидкістю; U_d - деякий додатковий сигнал.

Сигнал швидкості обертання потокозчеплення ротора [1]:

$$\frac{d\epsilon_c}{dt} = \omega_c = p_n \omega + \frac{\alpha L_{12} k_i i_{1v}^*}{\Psi_{2u}^*} - \frac{U_q}{\Psi_{2u}^*}, \quad (11)$$

де U_q - деякий додатковий сигнал.

Закони керування (10), (11) реалізують замкнений контур керування швидкістю двигуна.

При виборі функції Ляпунова у вигляді квадратичної форми:

$$V = \frac{1}{2} (\gamma_1 \dot{\omega}^2 + \Psi_{2u}^2 + \Psi_{2v}^2 + \gamma_2 \dot{\omega}^2) > 0, \quad (12)$$

де γ_1, γ_2 - сталі додатні коефіцієнти; $\Psi_{2u} = \Psi_{2u} - \Psi_{2u}^*$; $\Psi_{2v} = \Psi_{2v} - \Psi_{2v}^*$; $\dot{\omega} = \omega - \omega^*$,

та додаткових і оціночних сигналів у вигляді [1]

$$U_d = -\gamma_1 \dot{\omega} k_i i_{1v}^*, \quad U_q = \gamma_1 \dot{\omega} k_i i_{1u}^*, \quad (13)$$

$$\dot{\hat{c}} = -\frac{\gamma_1}{\gamma_2 J} \omega^2 \dot{\omega}$$

забезпечується знаковід'ємність похідної функції Ляпунова:

$$\dot{V} = -\gamma_1 k_\omega \dot{\omega}^2 - \alpha (\Psi_{2u}^2 + \Psi_{2v}^2) < 0. \quad (14)$$

Тому, контур керування швидкістю двигуна в системі координат потокозчеплення ротора є стійким і в усталеному режимі відхилення змінних від заданих значень дорівнюють нулю. Останнє рівняння системи (13) забезпечує адаптування регулятора швидкості до зміни гідравлічного опору. Структурна схема ЕМСАК насосною установкою з векторно-керуванням асинхронним двигуном з адаптуванням до опору мережі представлена на рис. 2.

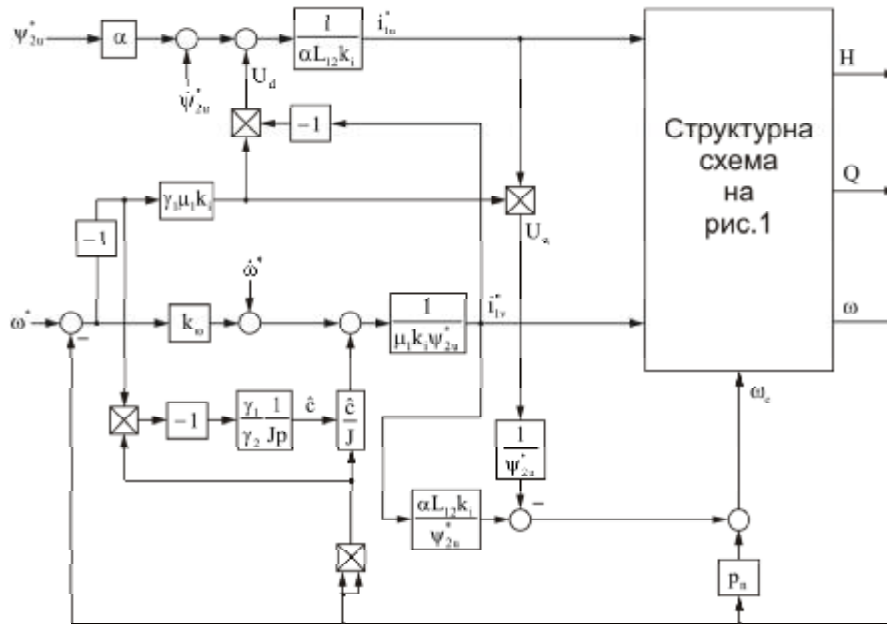


Рисунок 2 – Структурна схема адаптивної ЕМСАК насосною установкою

Система керування є розімкненою за технологічним параметром (напором чи продуктивністю) і має лише контур керування швидкістю. Спочатку в систему керування подають сигнал завдання потокозчеплення ротора і лише згодом після його встановлення задається швидкість обертання. Параметри регуляторів γ_1 , γ_2 і k_ω обираються такими, щоб перехідні процеси в контурі швидкості носили аперіодичний характер. Система забезпечує плавність пуску насосної установки незалежно від величини гідралічного опору мережі та завдання швидкості, стабілізацію швидкості та відпрацювання збурень, викликаних зміною гідралічного опору, за експоненціальним затухаючим законом, що запобігає виникненню гідралічних ударів та помпажу.

Дослідження ЕМСАК насосною установкою з векторно-керуванням асинхронним двигуном з адаптуванням до гідралічного опору мережі.

Дослідження проведено на прикладі відцентрового насоса марки CV 125-30 фірми Grundfos з на-

ступними номінальними даними: потужність $P_n=90$ кВт, частота обертання 2900 об/хв, напір $H_n=198,7$ м, продуктивність $Q_n=63,73$ м³/год, ККД $\eta_n=0,587$. Параметри асинхронного двигуна 4A250M2Y3 $P_n=90$ кВт, $\eta_n=0,92$, $n_0=3000$ об/хв, $U_n=380$ В, $\cos\varphi=0,9$, $X_\mu=5,2$, $R_1'=0,023$, $X_1'=0,078$, $R_2''=0,016$, $X_2''=0,13$, $m_n=1,4$, $m_M=1,2$, $m_k=2,5$, $s_n=0,018$, $s_k=0,11$, $J=0,25$ кг·м².

Результати моделювання представлені на рис. 3. Завдання потокозчеплення ротора наростало за аперіодичним законом зі сталою часу 0,2 с до величини 0,92 Вб. Після встановлення потокозчеплення ротора в момент часу 1,5 с завдання швидкості ω^* також наростало за аперіодичним законом зі сталою часу 0,2 с до величини 300 рад/с. При моделюванні приймалися наступні параметри структурної схеми $k_\omega=60$, $\gamma_1=0,001$, $\gamma_2=100$, $k_i=1$, $J=0,25$ кг·м², $\cos\gamma=1$, $\sin\gamma=0$, $d=0$, $r=0$, $a_n=0,00426$ м/(м⁶/год²), $a=0,0243$ м/(м⁶/год²), $T=0,5$ с, $i_p=1$, $\eta=0,6$, $H_{ct}=100$ м.

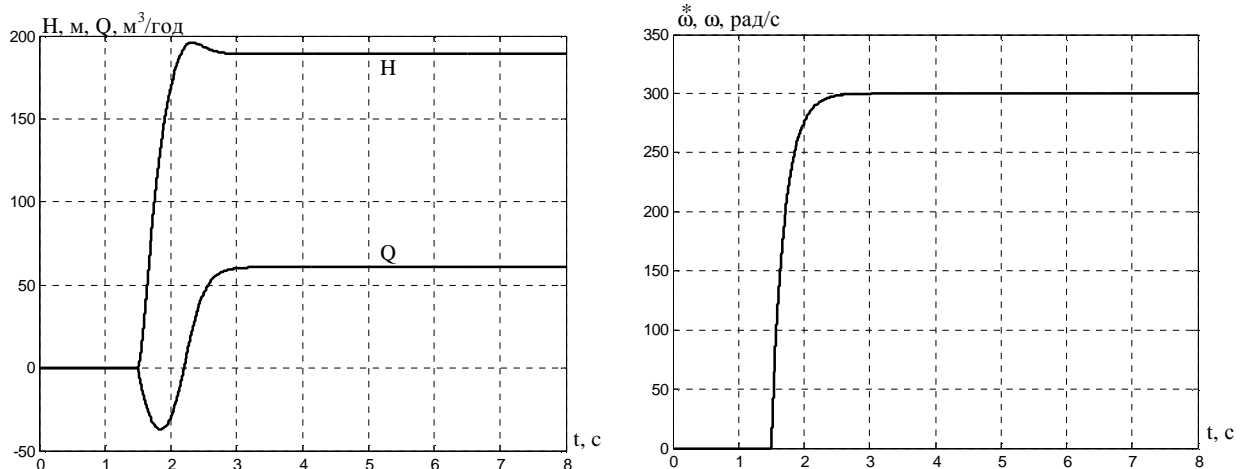


Рисунок 3 – Перехідні процеси в насосі з векторно-керуванням асинхронним двигуном

Як видно з рис. 3, використання векторно-керованого двигуна з адаптуванням до гідравлічного опору мережі забезпечує аперіодичні перехідні процеси по напору та продуктивності, фактично плавний пуск. Незначне просідання продуктивності у від'ємну область зумовлене тим, що при моделюванні враховано початковий стовп води висотою 100 м і не враховано наявність зворотного клапану. Фактична швидкість двигуна практично одразу збігається з заданою швидкістю, що дозволяє в подальшому при необхідності синтезу контурів регулювання напору чи продуктивності апроксимувати електропривод насосу безінерційною ланкою і не враховувати взаємозв'язок електропривода та насосу через момент навантаження.

Аналогічні дослідження при наростанні заданої швидкості насоса до 200 і 100 рад/с і $H_{ст}=50$ і 10 м виявили, що перехідні процеси носять аперіодичний характер, а тривалість перехідних процесів в контурі швидкості складає 1,5 с і не залежить від величин завдання швидкості та висоти підйому води.

Як показали результати досліджень (рис. 4), зміна гідравлічного опору мережі в межах $\pm 0,02$ м/(м⁶/год²) (в момент часу 8 с гідравлічний опір збільшувався на 0,01 м/(м⁶/год²), в 10 с – ще на 0,01 м/(м⁶/год²), на 12 с зменшувався на 0,03 м/(м⁶/год²), на 14 с зменшувався на 0,01 м/(м⁶/год²), на 16 с збільшувався на 0,02 м/(м⁶/год²)) фактично не впливає на швидкість насоса (перехідні процеси такі ж, як на рис. 3) та поточне зчеплення ротора привідного двигуна. При цьому збільшення гідравлічного опору викликає зменшення продуктивності та моменту опору на валу двигуна і збільшення напору. Зменшення гідравлічного опору призводить до збільшення продуктивності та моменту опору на валу двигуна і зменшення напору. При зменшенні швидкості до 200 (100) рад/с та $H_{ст}$ до 50 (10) м картина перехідних процесів якісно не змінюється. У досліджених діапазонах зміни гідравлічного опору мережі та швидкості насоса забезпечується стійкість його роботи та відсутність коливальних процесів.

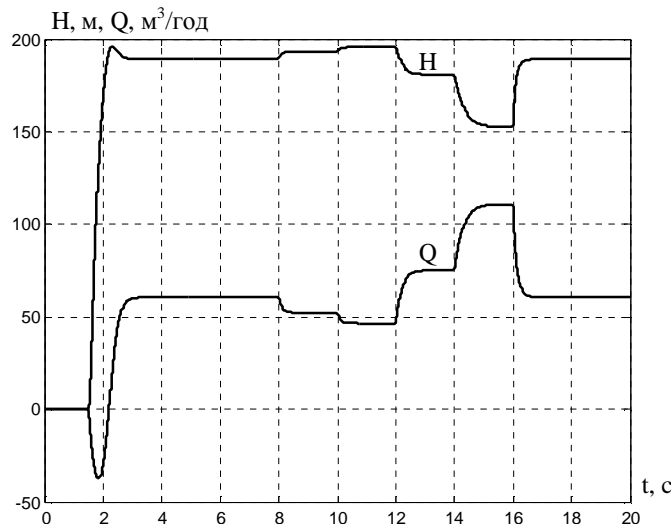


Рисунок 4 – Дослідження впливу зміни гідравлічного опору мережі на якість керування

Дослідження замкненої за продуктивністю ЕМСАК насосною установкою з векторно-керованим асинхронним двигуном з адаптуванням до гідравлічного опору мережі.

Дослідження проведено для ЕМСАК з регулятором продуктивності, синтезованим на основі принципу пасивності, виходячи з лінеаризованої методом кінцевих приростів моделі насосної установки [3] в

околі робочої точки. При цьому математична модель на рис. 2 доповнюється рівнянням:

$$\dot{\omega} = i_p (T' \dot{Q}^* + k_c Q^* + R_Q (Q^* - Q')), \quad (15)$$

де R_Q – додатний коефіцієнт; k_c – коефіцієнт самовирівнювання насосної установки в околі робочої точки [3]; $T' = T \omega_{нн}^2 / (2 \omega_p H'_{\max H})$; ω_p – швидкість насоса в робочій точці.

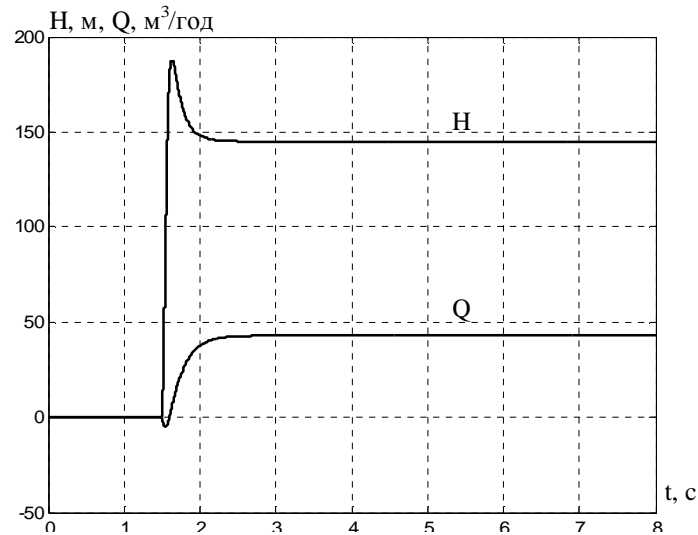


Рисунок 5 – Перехідні процеси в замкненій за продуктивністю ЕМСАК насосної установки

Порядок подачі сигналів завдань в ЕМСАК наступний. Спочатку в систему керування подається сигнал завдання поточкозчеплення ротора. Після встановлення поточкозчеплення ротора в момент часу 1,5 с подається сигнал завдання продуктивності через аперіодичний фільтр зі сталою часу 0,2 с. Моделювання проведено при наступних значеннях параметрів $Q^*/=55 \text{ м}^3/\text{год}$, $R_Q=10$, $a=0,0243 \text{ м}/(\text{м}^6/\text{год}^2)$, $T=0,5 \text{ с}$, $i_p=1$, $\eta=0,6$, $H_{ст}=100 \text{ м}$, $T'=0,073 \text{ с}$, $k_c=2,534$. Результати досліджень представлено на рис. 5.

Як показало моделювання, замкнений контур продуктивності забезпечує аперіодичний перехідний процес. Початкове просідання продуктивності насосу під дією стовпа води 100 м є значно меншим, ніж у випадку рис. 3 тому, що аперіодичний фільтр винесено за межі контуру продуктивності і регулятор продуктивності має диференціальну складову. Ці фактори пришвидшують перехідні процеси в контурі швидкості і збільшують величину перерегулювання в контурі швидкості. Статична похибка за продуктивністю складає $12 \text{ м}^3/\text{год}$, або 22 %. Статична похибка з'явилась тому, що коефіцієнт k_c в рівнянні регулятора продуктивності не збігається з коефіцієнтом самовирівнювання системи. Збільшення величини R_Q в п'ять разів зменшує статичну похибку за продуктивністю до $2,8 \text{ м}^3/\text{год}$, або 5,1 % (чотирікратне покращення). При цьому зберігається аперіодичний характер зміни продуктивності та зменшується початкове просідання продуктивності під дією стовпа води 100 м. Але в контурі швидкості виникають коливальні процеси, які спричиняють коливання напору насосу. Зменшення величини R_Q до 25 збільшує статичну похибку в порівнянні з попереднім випадком ($5,5 \text{ м}^3/\text{год}$, 12,2 %), проте у контурі швидкості не виникають коливальні процеси. Дослідження були проведені для інших робочих точок насосу в умовах зміни завдання продуктивності, висоти підйому води та зміни гідравлічного опору мережі (аналогічно, як при моделюванні розімкненої

ЕМСАК), але при цьому параметри регулятора продуктивності залишалися такими ж, як раніше. Якість перехідних процесів була прийнятною, тому перерахунок нових значень T' та k_c для регулятора є недоцільним. При збільшенні гідравлічного опору зростають швидкість та напір насосу, при зменшенні – вони зменшуються. Поточкозчеплення ротора двигуна залишається сталим. Зі зменшенням гідравлічного опору зростає статична похибка по продуктивності, зі збільшенням – вона зменшується. При зменшенні висоти підйому води статична похибка за продуктивністю зменшується. В певних робочих точках з'являється від'ємна статична похибка (сигнал зворотного зв'язку перевищує сигнал завдання). Це обумовлено тим, що коефіцієнт k_c в регуляторі значно перевищує реальний коефіцієнт самовирівнювання в досліджуваній робочій точці. Але це, загалом, не впливає на факт стійкості та на якість системи керування і не потребує перерахунку параметрів регулятора продуктивності.

Дослідження замкненої за напором ЕМСАК насосною установкою з векторно-керованим асинхронним двигуном з адаптуванням до гідравлічного опору мережі.

Регулятор напору, синтезований на основі принципу пасивності, має вигляд аналогічний регулятору продуктивності. Проте, вихідний сигнал регулятора повинен подаватися в контур регулювання швидкості через аперіодичний фільтр, що обумовлюється наявністю похідних за часом в правій частині лінеаризованого диференціального рівняння насосної установки, записаного для приростів напорів.

$$\omega^* = i_p \frac{(T_{\Phi} \ddot{H}^* + k_c^l \dot{H}^* + R_H (H^* - H'))}{T_{\Phi} p + 1}, \quad (16)$$

де R_H – додатний коефіцієнт; T_{Φ} – стала часу фільтру; k_c^l – коефіцієнт самовирівнювання в рівнянні напору насосної установки.

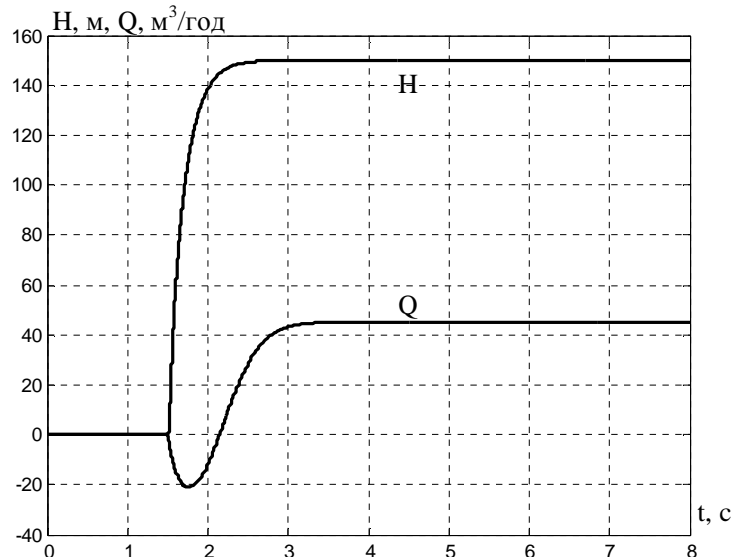


Рисунок 6 – Перехідні процеси в замкненій за напором ЕМСАК насосної установки

Порядок видачі сигналів завдання ЕМСАК аналогічний, як і при керуванні продуктивністю. В момент часу 1,5 с подається сигнал завдання напору через аперіодичний фільтр зі сталою часу 0,2 с. Моделювання проведено при $H^*=150$ м, $R_H=25$, $a=0,0243$ м/(м⁶/год²), $T=0,5$ с, $i_p=1$, $\eta=0,6$, $H_{ст}=100$ м, $T_\phi=0,2$ с. Величину $k_c'=1,76$ знайдено в результаті моделювання, при якому статична похибка за напором є відсутньою. Перехідний процес по напору носить аперіодичний характер (рис. 6). Статична та динамічна похибки дорівнюють нулю. Початкове просідання продуктивності насосу під дією стовпа води 100 м є значно меншим, ніж у випадку рис. 3, але більшим, ніж у випадку на рис. 5, що обумовлюється наявністю в контурі напору аперіодичного фільтру і диференціальної складової регулятора напору. Перший фактор сприяє сповільненню перехідних процесів в контурі швидкості та усуває перерегулювання за швидкістю, другий – форсує перехідні процеси в контурі напору. Зменшення величини R_H до значення 1 викликає появу динамічної похибки за напором та перерегулювання. При цьому зберігається аперіодичний характер перехідного процесу та збільшується початкове просідання продуктивності під дією стовпа води 100 м. Збільшення величини R_H до 50 спричинює виникнення коливальних процесів в контурі швидкості і, як наслідок, приводить до коливання напору. Система керування залишається стійкою. Збільшення завдання напору до 170 м при $R_Q=25$ призводить до різкого погіршення якості перехідних процесів. Проте, збільшення сталої часу фільтра всередині контуру напору до 0,3 с забезпечує їх прийнятну якість. Дослідження при варіаціях гідравлічного опору мережі підтвердили працездатність системи. При цьому при збільшенні гідравлічного опору зменшуються швидкість та продуктивність насосу, при зменшенні – вони збільшуються. Потокосцеплення ротора двигуна залишається сталим.

Висновки. Застосування векторно-керованих асинхронних двигунів для насосних установок з адаптуванням їх до гідравлічного опору мережі забезпечує плавність пуску незалежно від величини гідравлічного опору мережі та завдання швидкості. При цьому тривалість розгону двигуна залишається сталою.

В розімкненій за технологічним параметром ЕМСАК насосної установки збурення, викликані зміною гідравлічного опору, не впливають на швидкість та потокосцеплення ротора двигуна, забезпечується робастність контуру керування швидкістю.

При синтезі замкнених ЕМСАК напором чи продуктивністю насосної установки внутрішній контур швидкості на основі векторно-керованого асинхронного електропривода можна апроксимувати безінерційною ланкою і не враховувати взаємозв'язок електропривода та насоса через момент навантаження, що суттєво спрощує налагодження контурів керування продуктивністю чи напором.

Реалізація контурів продуктивності чи напору на основі принципу пасивності при векторно-керованих асинхронних двигунах забезпечує необхідну якість керування.

В контурі напору ЕМСАК насосною установкою з векторно-керованим асинхронним двигуном необхідне використання аперіодичного фільтру.

ЛІТЕРАТУРА

1. Адаптивна система керування продуктивністю вентиляторної установки/ Попович М.Г., Пересада С.М., Кіселичник О.І. Нац. Техн. ун-т "Київ. Політехн. Ін-т." – Київ, 1996. – 9 с. – Бібліогр.: 2 назв. – Укр. – Деп. В ДНТБ України від 24.10.96 №2129УК96.

2. Попович М.Г., Костицький В.В., Кіселичник О.І. та ін. Електромеханічні системи автоматизації та електропривод (теорія і практика). – К.: КНУТД, 2008. – 408 с.

3. Попович М.Г., Печеник М.В., Кіселичник О.І., Бур'ян С.О. Динаміка електромеханічних систем автоматичного керування турбомеханізмами з екстремальними напірними характеристиками// Збірник наукових праць Дніпродзержинського державного технічного університету. Тематичний випуск. Проблеми автоматизованого електропривода, 2007. – С. 407-411.

4. Попович М.Г., Кіселичник О.І. Електромеханічні системи автоматичного керування робочими параметрами турбомеханізмів на основі принципу пасивності // Проблеми автоматизованого електропривода. Теорія і практика. Вісник НТУ "ХПІ", Вип. 43, 2004. – С. 16-19.

5. Попович М.Г. Лозинський О.Ю. Електромеханічні системи автоматичного керування та електроприводи. – К.: Либідь, 2005. – 680 с.

Стаття надійшла 12.04.2008 р.

Вісник КДПУ імені Михайла Остроградського. Випуск 3/2008 (50). Частина 1